

차량 복합판형부품의 설계개선 기법들

이 형 일* · 서 현**
(1998년 12월 29일 접수)

Design Enhancements for Automotive Integrated Shell Structures

Hyungyil Lee and Heon Seo

Key Words: Integrated Shell Structure(복합판형부품), Cross Member(크로스멤버), Subframe(서브프레임), Finite Element Method(유한요소법), Patch(보강판), Stress Relaxation(응력완화), Optimization(최적화), Axiomatic Design(공리적 설계)

Abstract

Recent attempt to enhance the safety against collision reshaped the simple shell structures into the integrated complex shell structures. Moreover, due to various regulations continuously tightened for environment protection, weight reduction of automobiles becomes an increasingly important issue. Auto parts lightening is mainly accomplished by more reasonable design, adoption of lighter materials and miniaturization of the auto bodies. Focusing on the locally enhanced design approach among the above three ways, we here attempt to develop a patching optimization method, and also to determine the thicknesses of an integrated shell structure, both bringing a specified amount of stress relaxation. We first select a cross member as a patching optimization model. Based on the finite element stress calculations, we relieve the stress of cross member by patching in two ways—nonuniform thickness patching and optimized uniform thickness patching, the latter of which is more effective in a practical point of view for the preset amount of stress relaxation. Selecting a box type subframe as another finite element analysis model, we then determine the thickness of each part by axiomatic design approach for a preset amount of stress relaxation. The patching methodology and the axiomatic approach adopted in this work can be applied to the other complex shell structures such as center member and lower control arm.

1. 서 론

최근 들어 국내외를 막론하고 충돌에 대한 안전도 문제가 상당히 중요한 관심사로 부각되고 있다. 특히 외국의 경우 승객보호를 위한 법규는 날로 강화되고 있으며, 이에 준하여 각국의 자동차업체는 승객의 안전을 확보하기 위한 다각적인 노력을 기울이고 있다. 이로 인해 안전한 차체의 설계 기술수준은 국제 경쟁력을 판가름하는 주요한 척도가 되고 있다.⁽¹⁾ 이와 같은 추세를 배경으로 자동차 전방 차체부품은 하나로 이루어진 판형부품에서 통합된

형태의 복합 판형부품으로 바뀌어가고 있다. 중형 승용차 T형 서브프레임의 크로스멤버는 Fig. 1과 같이 윗부분 (E_c)에는 센터멤버를 통해 전달되는 엔진하중이 걸리고, 멤버 아랫부분 (B_c)은 차체에 연결되어 있으며, 앞부분 (A_c)과 뒷부분 (G_c)은 로워 컨트롤 암과 연결되어 있다. T형 서브프레임에 비해 충돌특성이 향상된 #형 서브프레임은 Fig. 2와 같이 앞부분 (B_s)과 뒷부분 (C_s)은 차체에 연결되어 있으며, 중간부분 (A_s)과 끝부분 (G_s)은 로워 컨트롤 암과 연결되어 있다. 이러한 전방 차체부품은 Fig. 3과 같이 크로스멤버는 5개, #형 서브프레임은 8개의 세부부품으로 이루어진 복합 판형부품들이다. 이 부품들은 각종 현가 및 조향장치부품들이 연결되어 있어 이 부품들의 변형특성은 차량의 조정 안정성에 상당한 영향을 주게 되는데, 이로 인해

* 회원, 서강대학교 기계공학과
E-mail : hylee@ccs.sogang.ac.kr
TEL : (02)705-8636 FAX : (02)712-0799
** 기아자동차 승용차체설계3팀

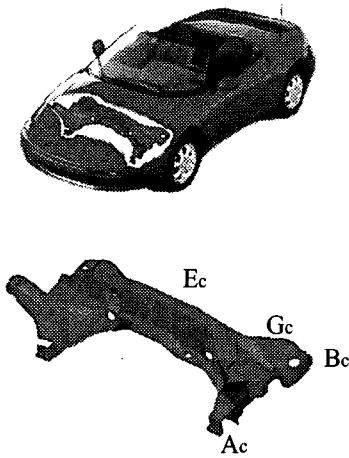


Fig. 1 Position and shape of cross member

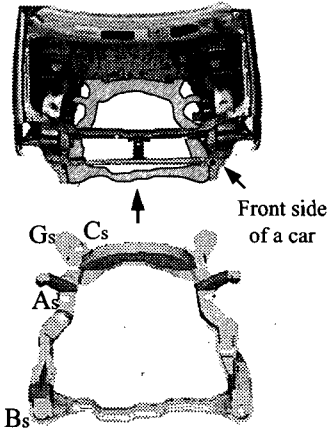


Fig. 2 Position and shape of subframe

설계시 세심한 주의를 필요로 한다. 또한 환경과 관련된 각종 규제의 강화로 인해, 자동차의 안정성 뿐만 아니라 경량화의 필요성도 크게 대두되었다. 따라서 자동차의 안정성을 유지시킴과 동시에 경량화를 위한 연구들이 다각도로 진행되고 있다. 자동차 부품 경량화는 크게 합리적 설계, 경량소재 대체, 소형화 등의 방법들을 통해 이루어지고 있다. 일반적으로 부품의 경량화를 위한 설계 결과 취약부가 발생하게 되는 경우가 많은데, 부품의 안전계수를 확보하기 위해서 재설계를 하는 것은 합리적이지 못하다. 따라서 이미 완성된 부품의 취약부를 보강하는 설계기법이 확립된다면 재설계에 따른 많은 시간과 비용의 낭비를 줄일수 있게 될 것이다.⁽²⁾

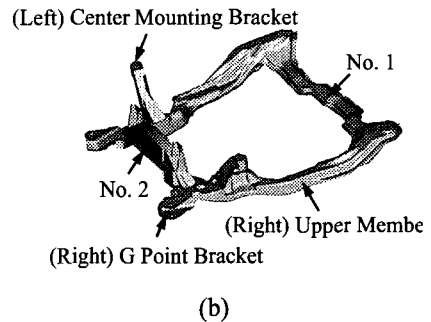
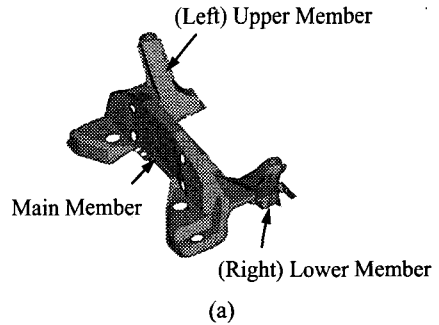


Fig. 3 (a) Shape of five parts of cross member
(b) Shape of eight parts of subframe

이를 배경으로 본 연구에서는 경량화 설계단계에 있는 복합 판형부품인 크로스멤버와 #형 서브프레임에 취약부 보강기법을 적용시키고자 한다. 먼저 설계단계에 있는 크로스멤버와 #형 서브프레임 모델의 구조 및 하중특성을 평가한다. 이로부터 확인된 취약부의 응력을 정해진 양만큼 체계적으로 완화시키기 위해, 크로스멤버 취약부의 불균일두께, 균일두께 보강판 기법들을 제시하고, 또한 공리적 설계방법을 통하여 #형 서브프레임을 구성하는 세부 부품들의 각각의 두께를 결정하고자 한다. 이와 같은 일련의 구조해석과 설계개선 방법은 이후 유사한 복합 판형부품의 설계에 효과적으로 활용될 것이다.

2. 복합 판형부품들의 유한요소해석

2.1 복합판형부품들의 모델링

한 개의 부품으로 이루어진 기존 승용차 크로스멤버와는 달리 경량화된 크로스멤버는 본체와 본체의 양쪽 끝에 부착된 두 개의 연결기능 부품들로 구성되어 있다 [Fig. 3(a)]. 여기서 상·하판으로 구성되어 있는 각각의 연결기능 부품은 로워 콘트롤 암과

접촉 체결되게 된다. 결과적으로 모델 크로스멤버는 5개 부품의 용접조립품이다. 따라서 보다 실제적인 모델링을 위해 본 유한요소해석에서도 5개 부품들을 각각 따로 모델링하였다. 모델 크로스멤버의 유한요소 모델링에는 I-DEAS 전처리 프로그램⁽³⁾을 이용하였고, 4절점 쉘 유한요소 (S4R: ABAQUS Library⁽⁴⁾)를 사용하였다. 그리고 각 부품이 연속적으로 연결되는 시임 (seam) 용접부의 적절한 모델링을 위해, 앞서 형성된 5부품의 유한요소모델들을 3절점 쉘 요소 (STR13: ABAQUS Library⁽⁴⁾)를 사용하여 용접부에서만 연결시켜 주었다. 이러한 과정을 거쳐 최종적으로 얻어진 유한요소모델이 Fig. 4(a)에 나타나 있다. 여기서 전체 유한요소모델은 약 9200개의 S4R, STR13 요소들과 약 9400개의 절점들로 구성되어 있다. 자동차 구조용 열간압연 고장력 강판인 SAPH41P (영률 $E = 200$ GPa, 포아송비 $\nu = 0.3$, 항복강도 $\sigma_y = 320$ MPa)를 사용하여 선형탄성 해석을 하였다.

통합된 형태의 #형 서브프레임은 Fig. 3(b)와 같이 No. 1, No. 2 그리고 좌·우 어퍼멤버, 센터마운팅 브라켓, G점 브라켓 등 모두 8개의 세부부품으로 이루어져 있다. No. 1은 차체의 앞부분과 연결되는 부품으로 상·하판이 점용접에 의해 붙어 있는 형태이다. No. 2와 좌·우 어퍼멤버는 각각 기존의 T형 서브프레임을 구성하는 크로스멤버와 센터멤버의 역할을 하는 부품들이다. 그리고 센터마운팅 브라켓과 G점 브라켓은 각각 현가장치와 로워 컨트롤 암에 연결되어 운행하중을 차체에 전달하는 부품들이다. 결과적으로 중형승용차종 #형 서브프레임은 여러 세부부품들의 용접조립품이다. 따라서 보다 실제적인 모델링을 위해 본 유한요소해석에서도 모든 부품들을 각각 따로 모델링하였다. 모델링의 편의상 4절점 쉘 유한요소를 사용하였다. 그리고 각 부품이 연속적으로 연결되는 시임 용접부의 적절한 모델링을 위해, 앞서 형성된 각 부품의 유한요소모델들을 rigid beam 요소 (MPC: ABAQUS⁽⁴⁾)를 사용하여 용접부에서만 연결시켜 주었다. 이러한 과정을 거쳐 최종적으로 얻어진 유한요소모델이 Fig. 4(b)에 나타나 있다. 여기서 전체 유한요소모델은 약 34000개의 S4R 요소들과 약 36700개의 절점들로 구성되어 있다. 자동차 구조용 열간압연 고장력 강판인 SAPH38P (영률 $E = 200$ GPa, 포아송비 $\nu = 0.3$, 항복강도 $\sigma_y = 277$ MPa)를 사용하여 선형탄성 해석을 수행하였다.

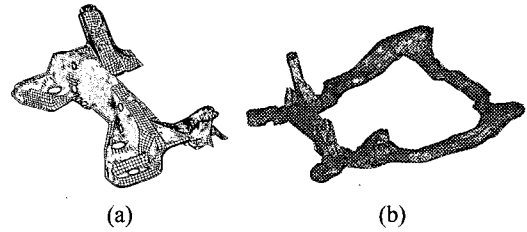


Fig. 4 FE models of (a) cross member (b) subframe

2.2 복합 판형부품들의 유한요소해석

크로스멤버와 서브프레임 유한요소해석에 적용한 경계 및 하중조건들은 다음과 같다. B_c 와 B_s , C_s (Table 1 참조) 부분은 차체에 체결되는 부분이므로 차체와의 상대적인 변위가 없다고 볼 수 있다. 따라서, B_c 와 B_s , C_s 부분에서는 체결을 위한 각 부품들의 고정구의 크기를 계산하여 그 부분에 x , y , z 방향의 변위 및 회전을 구속하였다. 현가 장치에 체결되는 D_c 와 D_s 부분에는 제작회사가 차량 주행조건을 고려하여 적절히 제시한 경계조건들을 적용하였다. 또한 차량운전시 엔진에서 발생하는 토크 및 하중은 센터멤버의 엔진마운트로 전달된다. 엔진마운트 바로 아래 부착한 로드셀로 측정된 전달 최고하중은 148 kgf 였다. 한편 최고하중을 차량운행시의 동적하중으로 환산하면 개략 두배인 296 kgf 가 된다. 이 동적하중을 센터멤버의 엔진 마운트부에 걸리는 한 개의 집중하중으로 보았을 경우, 센터멤버와 크로스멤버의 체결부 E_c 를 통해 크로스멤버로 전달되는 하중은 48 kgf 로 쉽게 계산되어진다. A_c , G_c 와 A_s , G_s 부분은 로워 컨트롤 암이 장착되어 앞바퀴의 조정특성에 따라 그 전달되는 하중조건이 달라지게 된다. 이러한 A와 G부분에 대한 여러 하중조건 중, 본 연구의 예비해석을 통해, 급제동시의 하중이 크로스멤버와 서브프레임에 가장 가혹한 조건으로 작용하는 것을 알 수 있었다. 이를 토대로 본 연구에서는 급제동시를 해석대상으로 선정하였는데, 이에 해당되는 크로스멤버와 서브프레임의 경계 및 하중조건들이 Fig. 5와 Table 1에 요약되어 있다. 이와 같은 급제동시 하중/경계조건을 적용하여 행한 유한요소 응력해석 결과가 Fig. 6에 나타나 있다. Fig. 6(a)와 같이 크로스멤버는 급제동시 멤버 앞 중앙에서 조금 떨어진 한 부분에 응력이 집중되는 것을 볼 수 있다. 이때 최대응력값은 429 MPa로 SAPH41P의 항복응력값의 1.36배를 보인다. 한편, 서브프레임은 Fig. 6(b)와 같이 로워 컨트롤 암과 연결되는 좌·우

어퍼멤버 하중점에 응력이 집중되는 것을 볼 수 있다. 특히 최대응력값은 314 MPa로 SAPH38P의 항복응력의 1.13배가 된다. 이와 같이 모델 크로스멤버와 서브프레임은 응력완화를 위한 조치가 불가피함을 알 수 있다. 기존모델이 갖는 이러한 설계특성을 배경으로, 크로스멤버 취약부의 응력완화를 위한 보강판 최적화 기법을 수행하고, 공리적 설계방법을 이용하여 서브프레임 취약부 응력완화 및 경량화를 동시에 시도해 보고자 한다.

3. 불균일 두께 보강판 기법

주어진 형상을 변화시키지 않고, 응력을 줄이기 위해서는 그 부분에 보강판을 사용하여 두께를 증가시키는 방법을 생각할 수가 있다. 보강판의 형상과 두께를 결정하는 한 방법으로, 응력집중부위에서 최대 유효응력값을 갖는 유한요소의 두께를 증가시켜 해석한 후 재응력분포가 얻어지면, 또 다시 이렇게 특정한 유한요소의 두께를 증가시키는 과정을 반복할 수 있다. 이같은 반복 과정을 통해 응력집중부 최대응력이 항복응력이하의 어떤 특정한 값을 갖게 하는 보강판의 형상 및 두께를 결정할 수 있다. 최대 유효응력을 갖는 요소의 두께를 원래 판두께 2.3mm의 50%씩 증가시켜 가면서 최대 유효응력이 SAPH41P 항복응력 (320 MPa)의 70% (225 MPa)까지 응력을 완화시켜 보았다. 이와 같은 반복과정을 자동으로 실행시킬 수 있는 프로그램을 작성하였다. 이 “자동 두께증가 유한요소해석 프로그램”의 순서도는 Fig. 7과 같고, 반복 결과 90번의 반복 과정을 통해 원하는 보강판의 형상 및 두께를 얻을 수가 있었다. 계산은 HP C-100 workstation을 이용하여 실행하였으며, 한 스텝당 CPU 시간은 240초였다. 중간단계 30, 60, 90번째에

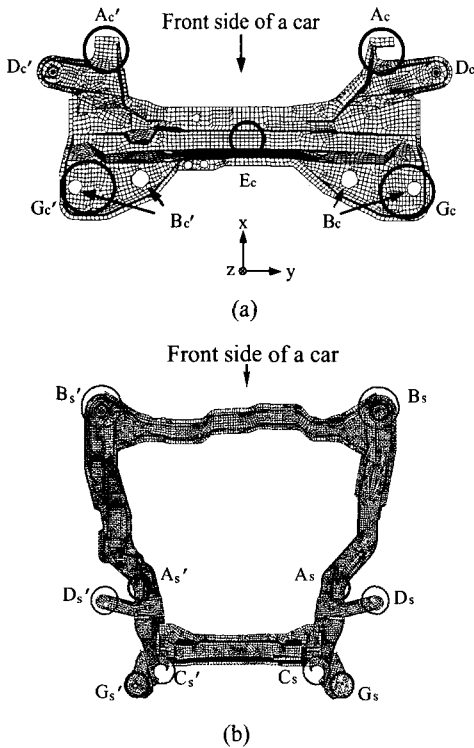


Fig. 5 Boundary conditions of (a) cross member (b) subframe

Table 1 Boundary & loading conditions of parts at sudden brake (see Fig. 5)

Parts	Boundary conditions	Loading conditions (kgf)						
		A _c (A _c ')			G _c (G _c ')			
Cross member	B _c , D _c	A _c (A _c ')			G _c (G _c ')			
	(B _c ', D _c ')	F _x	F _y	F _z	F _x	F _y	F _z	F _z
	all fixed	-645	1191	-82	-220	-978	-81	48
Subframe	B _s , C _s , D _s	A _s (A _s ')			G _s (G _s ')			
	(B _s ', C _s ', D _s ')	F _x	F _y	F _z	F _x	F _y	F _z	F _z
	all fixed	-640	1191	-87	-220	-977	-81	

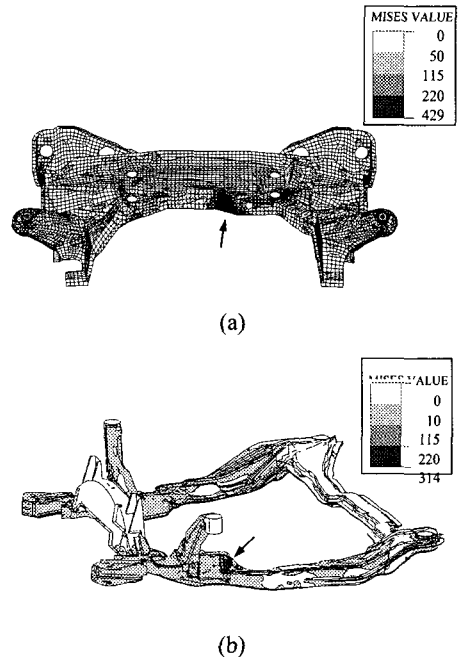


Fig. 6 Equivalent stress distribution of (a) cross member (b) subframe at sudden brake

해당되는 크로스멤버 응력집중부의 확대된 유효 응력분포가 Fig 8에 나타나 있다. 반복과정의 매단계에서 얻어지는 유효응력의 재분포들을 통해 다음과 같은 특징이 관찰된다. 즉 두께변화가 없는 응력 집중부의 중앙부분에서는 점진적으로 응력완화가 이루어지는 반면, 두께가 직접적으로 변하는 하단부에서는 유효응력이 일단 증가했다가 감소하였다. 이는 두께가 증가함으로써 발생하는 기하형상의 급변화가 가져오는 결과이다. 90번째 최종결과에 의한 보강판의 모양은 부분마다 두께가 다르게 되는데 그 형상은 Fig. 9와 같고, 이 보강판의 무게는 0.10kg 으로 크로스멤버 전체 무게의 약 0.6% 수준이다.

이와 같이 특정유한요소들의 두께를 점진적으로 증가시켜 보강판 형상과 두께를 결정하는 방법은, 얻어진 최종두께가 요소위치마다 달라 전반적인 보강판 두께가 불균일하다는 점에서 그 유용성이 반감된다. 결국 실용적인 측면에서는 균일한 두께 분포를 갖는 보강판의 조합이 필요한데, 이때 엔지니어의 경험과 주관적인 판단에 의지할 수밖에 없게 된다. 단지 이렇게 얻어진 불균일두께의 보강판 형상에 대한 최적 균일두께의 조합이 체계적으로 결정될 수 있다면 이 두께점진증가 방법의 유용성은 배가될 것이다.

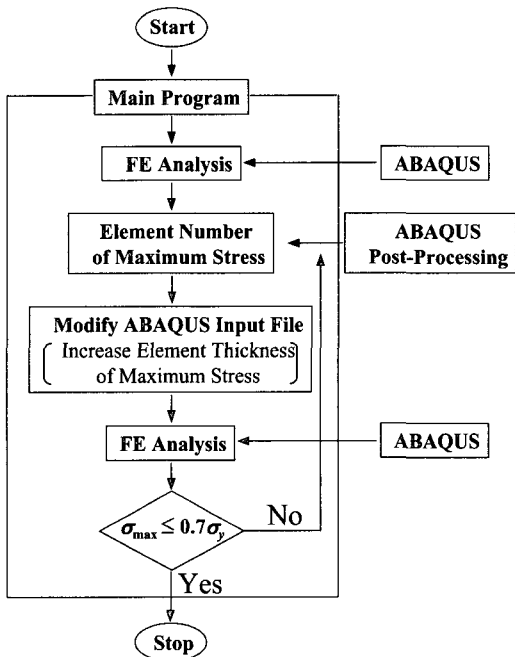
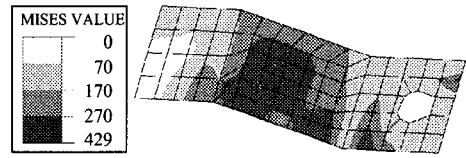
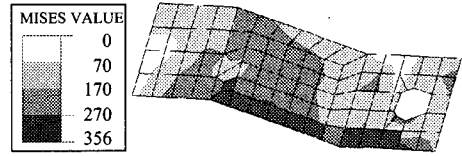


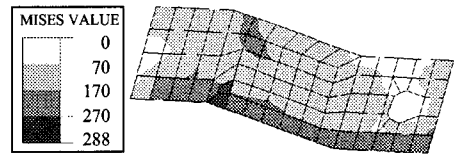
Fig. 7 Program flow-chart of increasing thickness for stress relaxation



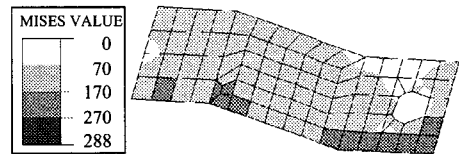
(a) Initial state ($\sigma_{max} : 429$ MPa)



(b) State of step 30 ($\sigma_{max} : 356$ MPa)



(c) State of step 60 ($\sigma_{max} : 288$ MPa)



(d) State of step 90 ($\sigma_{max} : 255$ MPa)

Fig. 8 Equivalent stress distributions of the stress concentration part

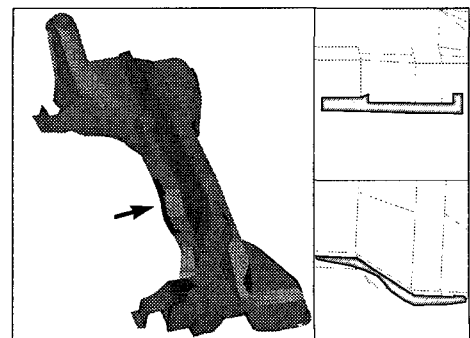


Fig. 9 Position & shape of an optimized non-uniform thickness patch

4. 균일 두께 보강판 기법

4.1 균일 두께 보강판 모델의 유한요소해석

앞 장에서 다루었던 두께점진증가 방법이 갖는 제한성을 극복하기 위해, 본 장에서는 크로스멤버 모델 응력집중부의 응력완화를 위한 또 다른 방법으로 “균일한” 두께를 갖는 보강판을 이용한 보강을 시도한다.

크로스멤버 응력집중부의 크기는 길이가 $l_o = 112\text{mm}$, 폭 $w_o = 56\text{mm}$ 로 이 부분에 적절한 균일 두께 보강판을 대고자 한다. 먼저 보강판의 길이 (l_p)와 두께 (t_p)의 응력집중 완화에 대한 영향을 알기 위해, 보강판 폭 (w_p)을 56mm 로 고정시킨 후, 보강판 길이와 두께를 변화시켜 가면서 유한요소 해석을 반복하였다. 이같은 길이와 두께변화에 의한 9가지의 보강판 형상에 대해 행한 유한요소 해석으로부터 얻은 응력집중부의 최대유효응력들이 Fig. 10(a)에 나타나 있다. 여기서 모든 변수들은 무차원화된 $l = l_p / l_o$, $w = w_p / w_o$, $t = t_p / t_o$ 이다. Fig. 10(a)에 의하면 응력집중부의 최대응력 값은 보강판 두께변화에 의해서는 매우 크게 바뀌지만, 보강판 길이변화의 영향은 거의 받지 않음을 볼 수 있다. 따라서 보강판 길이가 응력 집중부위를 덮는 최소길이 이상만 되면 응력집중부의 최대응력에 영향을 주지 않으므로 보강판 길이는 최소길이인 $l_p = l_o = 112\text{mm}$ 로 결정하였다. 이번에는 폭 (w)과 두께 (t)의 응력집중완화에 대한 영향을 알아 보기 위해, 보강판 길이를 최대응력에 영향을 주지않는 최소길이인 112mm 로 고정시킨 후, 보강판 폭과 두께를 적절히 변화시켜가면서 유한요소해석을 반복하였다. 이 같은 폭과 두께변화에 의한 12가지의 보강판 형상에 대해 행한 유한요소 해석으로부터 얻은 응력집중부의 최대유효응력들이 Fig. 10(b)에 나타나 있다. Fig. 10(b)에 의하면 응력집중부의 최대응력값은 보강판 두께변화에 의해서는 매우 크게 바뀌는 것은 물론, 보강판 길이영향과는 달리 보강판 폭이 증가함에 따라 응력집중부의 최대응력값이 충분히 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 보강판 길이와 두께로 형성되는 단면보다는 보강판 폭과 두께로 형성되는 단면에 휨모멘트가 주로 걸리는, 크로스멤버의 제동시 변형 및 하중 특성에 기인한다. 또한 두께의 최대응력값에 대한 현저한 영향은, 휨모멘트에 의한 응력이 개략적으로 폭에는 단순히 반비례하나 두께에 대해서는

그 제곱에 반비례하는 것으로 설명할 수 있다. 보강판 길이가 응력집중부위를 덮는 최소길이 이상만 되면 응력집중부의 최대응력에 영향을 주지 않으므로 폭과 두께를 설계변수로 선정하여 가장 적당한 폭과 두께를 결정하는 최적화 작업을 수행하였다.

먼저 앞서 실행한 유한요소해석에서 얻은 최대 응력값들중 대표적인 다섯 개의 값들을 선정하여 유효 (등가)응력회귀식을 구하였다. 여기서 모든 변수들과 응력값들은 $w = w_p / w_o$, $t = t_p / t_o$ 으로 무차원시킨 값들이다. 이제 이러한 값들을 이용하여 유효응력회귀식의 개념을 살펴보도록 한다.

4.2 등가응력회귀식

크로스멤버에 걸리는 응력은 평면응력 상태에 놓여있으므로 인장 (σ_x), 휨 (σ_b), 그리고 비틀 (τ)의 세 가지 응력성분들로 나누어 생각할 수 있다. 이 세가지 응력성분들을 테일러 급수를 이용하여 근사화하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

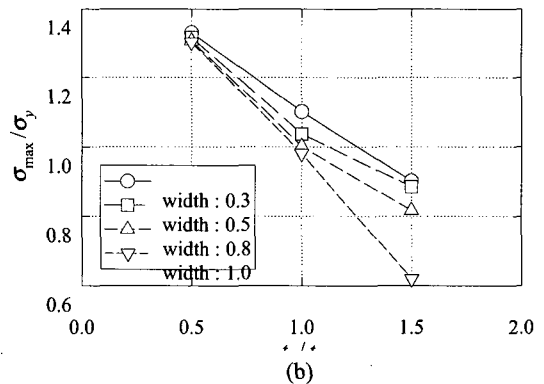
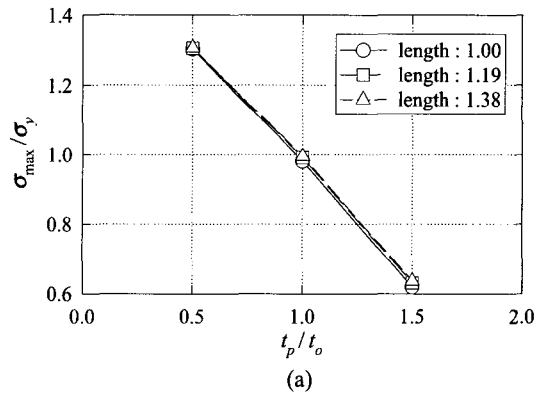


Fig. 10 Relations between maximum stress and thickness for (a) various lengths (b) various widths

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{F/A_o}{1+A_p/A_o} \\ &= C'_1 + C''_2(-A_p/A_o) + C''_3(-A_p/A_o)^2 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{M_b r_o/I_{zz}}{1+A_p r_o^2/I_{zz}} \\ &= C'_4 + C'_5(-A_p r_o^2/I_{zz}) + C'_6(A_p r_o^2/I_{zz})^2 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{M_i r_o/I_z}{1+A_p r_o^2/I_z} \\ &= C''_7 + C''_8(-A_p r_o^2/I_z) + C''_9(-A_p r_o^2/I_z)^2 \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 F , M_b , M_i 는 각각 크로스멤버의 길이방향 [Fig. 5(a)에서 y -방향]에 수직한 임의 단면에서의 힘, 휨모우멘트와 비틀림모우멘트를 나타내고, A_o , I_{zz} , I_z 는 각각 임의 단면에서의 단면적, 단면2차 모우멘트와 극2차 모우멘트를 나타낸다. 또 A_p 는 보강판의 단면적을 의미하고, C'_i ($i=1,9$)는 미정상수들이다. 이제 유효응력식을 다음과 같이 근사적으로 표현해 보자.

$$(\sigma_e/\sigma_y)^2 = [(C'_{10}\sigma_t + C'_{11}\sigma_b)^2 + C'_{12}\tau^2]/\sigma_y^2 \quad (4)$$

위의 근사화된 유효응력식 (4)에 테일러 급수로 근사화된 응력성분식 (1)- (3)을 대입하면 다음과 같이 정리된다.

$$(\sigma_e/\sigma_y)^2 = \sum_{i=0}^4 C_i (-A)^i \quad (5)$$

여기서 미정계수들 C_i 는 C'_i 들의 적절한 조합 이고, 보강판의 무차원화된 단면적 A 는 $A = \ell t$ 또는 $A = wt$ 이다. 이 A 값들을 식 (5)에 대입하여 정리한 후 2차항까지만 취하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다. 이때 보강판 길이 ℓ 은 앞에서 최소 길이로 고정시켰기 때문에 상수에 포함시켰다.

$$(\sigma_e/\sigma_y)^2 = C_o - C_1 t + C_2 t^2 - C_3 t w + C_4 t^2 w^2 \quad (6)$$

위의 근사화된 무차원 응력회귀식에 앞절에서 실시한 유한요소 결과인 보강판 폭, 두께 그리고 최대 유효응력값들을 대입하면, 5개의 미지상수들 $C_o - C_4$ 에 대한 연립방정식을 얻는다. LU 분해법으로 연립방정식의 해를 구하면 (C_o, C_1, C_2, C_3, C_4) = (2.85, 2.60, 0.853, -0.096, -0.279)이 된다. 12가지 보강판 형상에 대한 두 방법의 최대유효응력 평균

오차율은 2%이며, 이는 곧 여기서 사용된 유효 응력회귀식이 충분히 타당한 근사식이라는 것을 증명한다.

4.3 보강판 형상최적화

경량화와 응력집중완화가 주목표이므로 목적함수를 보강판 무게로 잡았고, 응력집중부의 최대응력이 항복응력의 60%를 넘지 않도록 구속조건을 설정 하였다. 보강판 체적은 길이, 폭, 두께의 곱으로 나타낼 수 있으며, 이 체적에 보강판 재료의 밀도만 곱해주면 보강판 무게가 된다. 그런데 길이와 재료 밀도는 정해져 있으므로, 무게의 무차원화된 목적 함수 W 는 결국 무차원화된 보강판 폭과 두께의 곱 $W(w,t) = wt$ 로 나타낼 수 있다. 여기서 $w = w_p/w_o$, $t = t_p/t_o$ 이다. 또한 안전성을 고려하여 응력집중부에 나타나는 최대응력이 항복응력의 60%이하가 되도록 하면 $\sigma_e \leq 0.6\sigma_y = 189 \text{ MPa}$ 같은 구속조건식을 얻는다. 설계변수에 대한 기하학적 구속조건으로는 보강판 폭이 응력집중부의 폭을 넘지 않도록 하였으며 ($0 \leq w \leq 1$), 보강판 두께는 판두께의 세 이하가 되도록 구속하였다. ($0 \leq t \leq 3$)

위와 같은 구속조건을 만족시키며 보강판 무게를 최소화하는 보강판 형상을 최적설계 상용코우드 IDESIGN⁽⁶⁾을 이용하여 얻었다. Table 2에 정리되어 있는 최적 보강판 형상에서 폭은 구속조건 상한값에 도달하였고, 두께는 제한 범위내의 적절한 값으로 결정된 것을 알 수 있다. 여기서 보강판 폭이 설정된 상한값에 도달한 것은, 휨모우멘트에 의한 응력이 개략적으로 폭에는 단순히 반비례하나 두께에 대해서는 그 제곱에 반비례하는 보 이론과 관련지을 수 있다. 이같이 결정된 “최적형상 보강판”을 부착한 후, 그 크로스멤버 모델에 대한 유한요소 해석을 행하면 최대유효응력값은 190 MPa이 얻어 진다. 이는 설계에서 요구되었던 유효응력 구속 조건 189 MPa과 약 0.5%의 오차를 보이는 값이다. 따라서 유효응력회귀식 [식 (6)]을 이용한 균일두께 보강판의 형상최적화는 그 적용방법의 상대적 간편성 및 적용결과의 유효성으로 인해 매우 실용적인 방법임을 알 수 있다.

Table 2 Maximum stress & shape of an optimized uniform thickness patch

Shape of optimized patch	Constraint of stress	Result of FEM
$w = 1.0$ (56 mm)	189 (MPa)	190 (MPa)
$t = 1.53$ (3.52 mm)		

4.4 균일 두께 보강판 최적화기법 평가

보강판 부착이전 응력집중부의 최대응력은 항복응력 (320 MPa)보다 상당히 높은 429 MPa의 값을 갖는다. 이러한 높은 응력상태를 완화시키기 위해 최적화된 보강판 형상을 구하였다. 보강판 보강 후 응력집중부의 최대응력은 190 MPa로 항복응력의 60%에 해당하는 저응력 수준으로 감소하였다. 사각형 보강판 모서리 근처에서 발생할 수 있는 또 다른 응력집중을 방지하기 위하여, 최종 보강판 형상은 Fig. 11과 같이 타원형태의 양단을 갖도록 하였다. 보강판 무게는 0.17kg으로 크로스멤버 전체 무게의 약 1% 수준이다. Fig. 12에는 보강판 보강전·후의 응력분포상태가 비교되어 있다. 응력집중을 보이는 보강전과 달리, 보강후는 항복응력의 60%이하로 충분히 완화된 균일한 응력분포를 볼 수 있다.

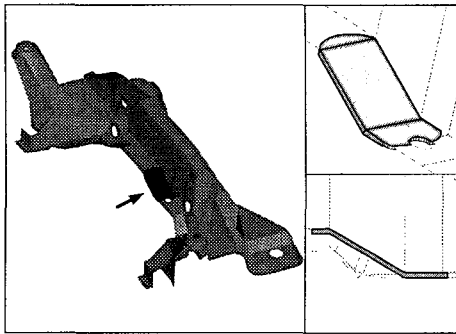


Fig. 11 Position & shape of an optimized uniform thickness patch

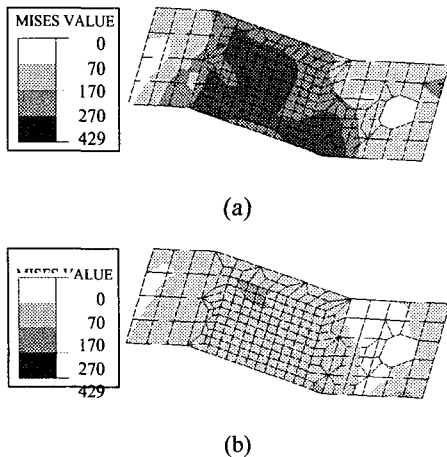


Fig. 12 Equivalent stress distributions (a) before patching (b) after patching

5. 공리적 접근에 의한 설계개선 기법

5.1 공리적 설계방법의 개요

공리적 접근을 통한 설계의 기본적인 전제는 설계과정 전체를 지배하는 기본적인 공리가 존재한다는 것이다. 제품 및 공정의 완전한 설계에 항상 존재하는 공통적인 요소들의 검토를 통해 두 개의 공리가 제안되었다. 첫 번째 공리는 독립공리로서, 설계 목표를 특성짓는 최소개수로 정의된 기능적 요구들 (Functional Requirements, FRs)의 독립성은 항상 유지되어야 한다는 것이다. 두 번째 공리는 정보공리로서 독립공리를 만족하는 여러 가지의 설계안중 실제 제작시 필요한 정보가 최소인 설계가 최상의 설계라는 것이다. 여기서 필요한 정보가 최소라는 것은 성공할 확률이 가장 높은 것을 의미한다. 이러한 두 개의 공리들로부터 여러 가지 정리와 추론들이 도출되었다.⁽⁶⁾

공리적 접근을 통한 설계는 Fig. 13과 같이 고객, 기능, 물리, 그리고 공정의 네 가지 영역으로 이루어진다. 왼쪽 영역은 오른쪽 영역의 “목적”이고, 반면에 오른쪽 영역은 왼쪽 영역의 “방법”이 된다. 고객 요구들 (Customer Requirements, CRs)은 설계의 최종 목표들의 집합이다. 기능요구들 (FRs)은 CRs를 이루기 위해 설계에서 만족해야 하는 독립적인 요구들의 최소 집합으로 정의되며, 구속조건하에서 설계목표를 표현한다. 구속조건은 허용할 수 있는 설계의 경계를 정의하며, 서로 독립적일 필요가 없다는 점에서 FRs와 구별이 된다. 설계변수들 (Design Parameters, DPs)은 FRs를 물리영역에서 구체화시킨 집합으로 FRs를 만족시킬 수 있는 방법들이다. 또한 공정변수들 (Process Variables, PVs)은 DPs를 실제 구현하는데 필요한 생산방법들이다. 이러한 영역들 사이에는 상호 매핑 (mapping)이 되는데, 이러한 매핑과정 중에 독립공리를 만족해야만 한다.⁽⁷⁾ 매핑과정은 설계목표와 구현방법으로 정의된 특성벡터를 이용하여 수학적으로 표현할 수 있다. 주어진 설계단계에서 특정 설계목표에 의해 정의된 기능적 요구들의 최소집합은 기능영역에서 {FR} 벡터의 구성요소가 된다. 같은 방법으로 물리영역에서 FRs의 방법인 설계변수들의 집합은 {DP} 벡터의 구성요소가 된다. 이 두 벡터의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\{FR\} = [DM]\{DP\} \leftrightarrow FR_i = \sum_j DM_{ij} DP_j \quad (7)$$

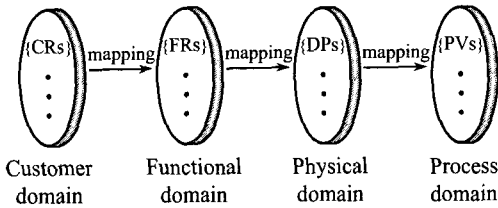


Fig. 13 Four domains of the design world

여기서 [DM]은 설계행렬이며, 식 (7)은 제품의 설계를 위한 설계방정식이다. 독립공리를 만족하기 위해서는 설계행렬이 대각행렬이거나 (역)삼각행렬이어야 한다. [DM]이 대각행렬일 경우는 하나의 FR이 하나의 DP에 의하여 독립적으로 만족되어진다. 이와 같은 설계를 비연결 (uncoupled) 설계라고 한다. [DM]이 (역)삼각행렬일 경우는 DP의 적당한 순서변환에 의해 FRs의 독립성을 보장할 수 있다. 이와 같은 설계를 반연결 (decoupled) 설계라고 한다.

같은 FRs의 집합에 의해 정의되어지는 설계에서 초차, 설계자들에 따라서 독립공리를 만족시키는 여러 개의 설계를 제안할 수 있다. 그러나 일반적으로 이러한 여러 개의 설계들 중 하나만이 가장 완전한 설계이다. 정보공리는 이를 위해 질적인 면에서 주어진 설계의 장점을 측정할 수 있도록 해준다. 즉 독립공리를 만족하는 설계들 가운데 최상의 설계를 선택할 수 있게 해준다. 정보공리는, 가장 간단한 형태로, 주어진 FR을 만족시키는 확률과 관련된 정보내용으로 정의되어진다. 이제 이러한 공리적 설계이론을 #형 서브프레임의 응력 완화 및 경량화에 활용해보자.

5.2 공리적 접근을 통한 서브프레임의 설계

서브프레임의 응력집중완화를 위해서는 다음과 같이 FRs를 정의할 수 있다.

- FR1 = No. 1의 최대응력
- FR2 = No. 2의 최대응력
- FR3 = 센터마운팅 브라켓의 최대응력
- FR4 = G점 브라켓의 최대응력
- FR5 = 어퍼멤버의 최대응력

G점 브라켓, 센터 마운팅 브라켓 그리고 어퍼멤버는 각각 좌·우 형상의 유사성으로 인하여, 좌측과 우측이 비슷한 수준의 응력분포를 보이게 된다.

따라서 이 부품들의 최대응력을 하나의 FR로 정의 하였다. 공리적 설계의 다음단계로 이러한 다섯 개의 FRs를 만족시켜 줄 수 있는 설계변수들 (DPs)을 정의하고, 주어진 구속조건을 만족하는 최적화된 설계변수값들을 결정하여야 한다. 이를 위해 먼저 FRs로 정의된 최대응력값에 상당한 영향을 주는 변수의 하나로 부품형상을 생각할 수 있다. 하지만 형상의 최적화는 종래의 설계에서 정의된 변수 (parameter)나 크기 등의 최적화보다 훨씬 복잡하기 때문에, 잘 확립된 이론적 기초에도 불구하고 아직 실용단계에 놓여 있지는 않다. 또한 형상변화에 따른 유동 경계조건을 다루어야 하므로 매우 어려운 문제이다. 따라서 형상최적설계의 이론이나 알고리즘은 문헌에서 충분히 발견되나, 그 이론들의 신뢰성과 효율성 그리고 정확성은 좀 더 연구될 필요가 있다.⁽⁸⁾ 이와 같은 형상최적화의 어려움을 극복하기 위해서 김중재와 김현영⁽⁹⁾은 엔진마운트의 기본적인 형상을 몇 개의 파라미터들로 정의한 후 설계사양으로 주어지는 강성값과 각 파라미터들의 조합으로 구성되는 형상이 갖는 강성값의 차이가 최소화되도록 파라미터값들을 최적화하였다. 한편 이와 유사한 접근방법으로 콤팩트 등⁽¹⁰⁾은 Sheet Molding Compound (SMC) 경량소재로 이루어진 차량후드의 보강부 두께들을 설계변수로 선정하여, 기존 강판후드의 강성을 유지하며 최대 경량화효과를 갖는 SMC 후드를 설계하였다. 이러한 현황을 살펴볼 때, 부품형상을 설계변수로 정의하는 것은 정보공리 및 실용성의 측면에서 매우 부적합하므로, 본 연구에서는 서브프레임의 형상을 변화시키지 않고 FRs를 만족시키기 위해 다음과 같이 간단한 DPs로 정의하였다.

- DP1 = No. 1의 판형두께
- DP2 = No. 2의 판형두께
- DP3 = 센터마운팅 브라켓의 판형두께
- DP4 = G점 브라켓의 판형두께
- DP5 = 어퍼멤버의 판형두께

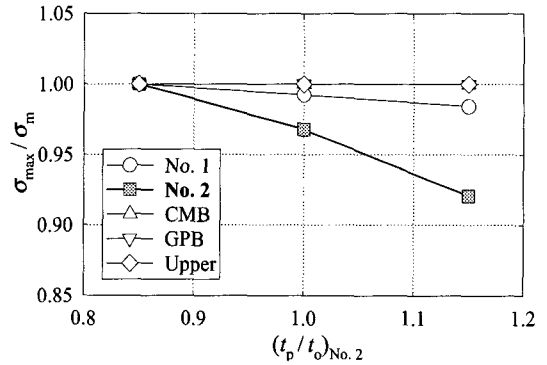
이러한 FRs와 DPs를 이용한 설계에는 다음과 같은 세 개의 구속조건들 (Constraints)이 있다.

- Ct1: 최대응력은 항복응력의 80% 이하
- Ct2: $DP_i \geq 1\text{mm}$ (성형성 고려)
- Ct3: 서브프레임의 무게는 유지 또는 감소

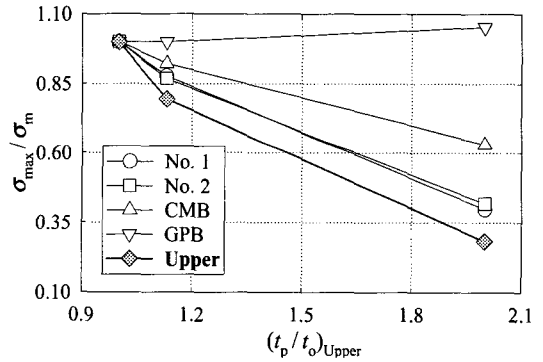
먼저 주어진 FRs와 DP의 매핑을 위한 설계행렬 [DM]을 구성하기 위해 “특정한 한 부품의 두께는 변화시키고 다른 부품들은 Table 3에 정리된 기존 두께로 고정시켜” 각 부품들의 응력변화를 살펴 보았다. 이 가운데 두가지 대표적인 예들로 No. 2와 어퍼멤버의 두께변화에 따른 각 부품들에서의 응력 변화가 각각 Fig. 14(a)-(b)에 나타나 있다. 특정부품의 변화된 두께 t_p 는 그 부품의 기존두께 t_o 로 무차원화 하였고, 각 부품의 변화된 최대응력값 σ_{max} 는 특정 부품 [Fig. 14(a)에서 No. 2; Fig. 14(b)에서 어퍼 멤버]의 두께가 최소일 때 각 부품 (No. 1, No. 2, CMB, GPB, Upper)들에서 얻어진 최대응력값 σ_m 으로 무차원화하여 나타내었다. Fig. 14(a)에 의하면 No. 2의 두께를 변화시켰을 경우에는 다른 부품의 최대응력값이 크게 변화하지 않고 No. 2 자체의 최대 응력값만이 변화하는 것을 확인할 수 있다. No. 1, 센터마운팅 브라켓, 그리고 G점 브라켓의 두께를 변화시켰을 경우에도 Fig. 14(a)와 같은 최대응력값 변화를 얻을 수 있다. 그런데 Fig. 14(b)와 같이 좌·우 어퍼멤버의 두께를 증가시켰을 경우에는 G점 브라켓을 제외한 모든 부품의 최대응력값이 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 좌·우 어퍼멤버가 로워 컨트롤 암으로부터 운행하중을 다른 부품에 전달하는 역할을 하기 때문이다. 반면 G점 브라켓은 로워 컨트롤 암으로부터 하중을 직접 받기 때문에 좌·우 어퍼멤버의 두께변화에는 영향을 받지 않는다. 이를 이용하여 식 (7)의 설계행렬 [DM]을 작성하면 식 (8)과 같은 역삼각행렬을 얻을 수 있다. 여기서 X는 DP가 FR에 영향을 주는 것을 의미하며 0은 DP가 FR에 무관함을 나타낸다.

Table 3 Original thickness of each part

Parts	No. 1	No. 2	CM Bracket	GP Bracket	Upper Member
Thickness (mm)	2.3	2.0	2.0	2.6	2.3



(a)



(b)

Fig. 14 Variation of maximum stress in each part for changes of (a) No. 2 thickness (b) upper member thickness

$$\begin{pmatrix} \text{FR 1} \\ \text{FR 2} \\ \text{FR 3} \\ \text{FR 4} \\ \text{FR 5} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} X & 0 & 0 & 0 & X \\ 0 & X & 0 & 0 & X \\ 0 & 0 & X & 0 & X \\ 0 & 0 & 0 & X & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & X \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \text{DP 1} \\ \text{DP 2} \\ \text{DP 3} \\ \text{DP 4} \\ \text{DP 5} \end{pmatrix} \quad (8)$$

식 (8)과 같이 각 DP에 대한 FR들의 민감도를 살펴 보는 것은, FR과 DP가 많은 복잡한 설계일수록 설계단계에서 가장 중요하고 필수적인 작업이다. 이는 많은 설계변수들의 최적값 결정순서가 설계 행렬에 의해 정해지기 때문이다. 식 (8)과 같은 역삼각행렬을 갖는 설계방정식에서 FRs를 만족시키는 DP를 결정하기 위해서는 DP5에서 DP1의 역방향으로 각 DP 값들을 순서대로 정해주어야 한다.

앞장에서 균일두께 보강판의 최적두께를 결정하기 위해 각 응력성분들을 테일러 급수로 근사화하여, 폭과 두께로 표현된 유효응력회귀식 개념을 소개 하였다. 본 장에서는 다음과 같이 보다 간단한 두께-응력 2차보간식을 사용하여 Ct1을 만족시키는 최적부품두께를 결정하였다.

$$C_0 + C_1 t + C_2 t^2 = \sigma_{max} / \sigma_y \quad (9)$$

여기서 $t = t_p / t_o$ (=특정부품의 변화된 두께/특정부품의 기존두께), σ_{max} 는 그 특정부품에서의 최대

Table 4 Thickness and maximum stress of each subframe model

Parts	Model subframe		Optimized part thickness model	
	Thickness (mm)	Maximum stress (MPa)	Thickness (mm)	Maximum stress (MPa)
No. 1	2.3	64	1.0	59
No. 2	2.0	71	1.0	43
CMB	2.0	146	1.2	216
GPB	2.6	129	2.0	224
UM	2.3	314	2.8	224

응력값, σ_y 는 항복응력, 그리고 C_0, C_1, C_2 는 미정 상수들이다. 식 (9)의 두께에 대한 응력보간식에서 미정상수를 결정하기 위해서는 각 부품의 세 가지 두께에 따른 최대응력값이 필요하다. 각 부품의 서로 다른 세 가지 두께에 대해 유한요소해석을 수행하여 식 (9)에 두께와 최대응력값을 대입하면, 세 개의 미지상수들 C_0, C_1, C_2 에 대한 연립방정식을 얻는다. DP5인 어퍼멤버 두께 결정을 위한, 응력보간식 미정상수들의 연립방정식해들을 LU분해법으로 구하면 $(C_0, C_1, C_2) = (3.24, -2.85, 0.71)$ 이 된다. 이러한 두께-응력 2차보간식을 이용하여 어퍼멤버의 최대응력이 항복응력의 80%일 때 두께를 결정하면 $t_{p|Upper} = 1.23 \ t_0|Upper = 1.23 \times 2.3 = 2.8\text{mm}$ 이다. 어퍼멤버의 최적두께를 적용하여 유한요소해석을 수행하면 서브프레임에서의 최대응력값은 224 MPa이 얻어진다. 이는 설계에서 요구되었던 SAPH38P 항복응력의 80%인 222 MPa과 약 1%의 오차를 보이는 값으로, 두께에 대한 응력보간식의 유효성을 확인시켜 준다. 이와 같은 방법으로 DP4- DP1의 최적값을 계속해서 역순으로 결정하면 Table 4와 같은 각 부품의 최적두께를 얻을 수 있다. 한 특정부품을 제외한 다른부품들의 두께를 고정시키고, 그 특정부품만의 두께를 변화시켰을 때, No. 1과 No. 2에서의 최대응력값은 모든 경우에 대해 항상 항복강도보다 충분히 낮은 것이 관찰되었다. 따라서 성형성을 고려하여 허용된 최저 두께 (1mm)를 No. 1과 No. 2의 최적두께로 선정하였다. 각 부품 최적두께들로 구성된 서브프레임 모델에 대해 급제동시 유한요소해석을 수행하면 Fig. 15와 같은 유효응력분포를 얻을 수 있다. Table 4에서 최적화에 따른 각 부품들의 두께변화와 그에 따른 응력의 균일화, 즉 구조효율의 향상을 읽을 수 있다.

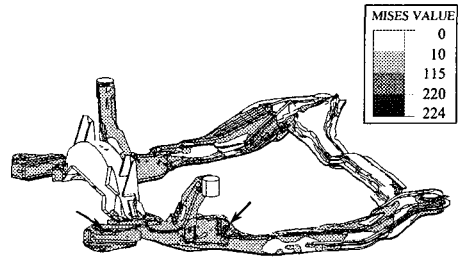


Fig. 15 Equivalent stress distribution in the subframe model with optimized part thicknesses at sudden brake

Table 5 Weight and maximum effective stress for each patching type

Patching type	Weight (kg)	Maximum stress (MPa)	Ratio of stress (σ_{max}/σ_y)
Model cross member	16.10	429	1.36
Non-uniform thickness patch	16.20	225	0.70
Uniform thickness patch	16.27	190	0.60

Table 6 Weight and maximum stress for each subframe model

Model type	Weight (kg)	Maximum stress (MPa)	Ratio of stress (σ_{max}/σ_y)
Model subframe	24.15	314	1.13
Subframe model with optimized part thicknesses	20.23	224	0.81

6. 결 론

본 연구를 통해서 불균일 두께 보강판의 형상과 두께를 결정할 수 있는 “자동 두께증가 유한요소 해석 프로그램”을 작성하였다. (Fig. 7) 이 프로그램은 상용 유한요소 코드 ABAQUS의 해석 결과를 토대로 입력 파일을 수정한 후, ABAQUS에 의한 유한요소 해석을 수행하는 과정을 자동- 반복하도록 구성 되어 있다. 또한 균일 두께 보강판 최적화 기법들

위해서 다양한 판형부품에 적용시킬 수 있는 유효 응력회귀식 [식 (6)] 개념을 정리하였고, 이 식을 크로스 멤버 보강판에 적용시켜 그 유용성과 실용성을 확인하였다. 한편 공리적 설계방법을 여러 개의 세부부품으로 이루어지는 복합판형 서브프레임의 두께결정에 응용해 보았다. 또한 두께-응력 2차 보간식 [식 (9)] 개념을 정리하였고, 이 식을 각 부품에 적용시켜 그 유효성을 확인하였다.

이와 같은 응력완화를 위한 보강판 형상 최적화 기법과 공리적 접근에 의한 세부부품 두께들의 최적화 기법의 유용성을 경량화 측면에서 검토하였다. 먼저 경량화 크로스멤버 모델의 경우는 경량상태는 유지된 반면에, Table 5와 같이 최대 응력값은 정확히 설계지정값으로 감소되는 것을 볼 수 있었다. 여기서 응력비는 최대응력의 SAPH41P 항복응력 (320 MPa)에 대한 비를 나타낸다. 이어 Table 6에서는, 서브프레임 최적두께모델의 경우, 경량화는 물론 최대응력값이 정확히 설계지정값 (항복응력의 80%)으로 감소되는 것을 볼 수 있었다. 여기서 응력비는 최대응력의 SAPH38P 항복응력 (277 MPa)에 대한 비를 나타낸다. 최적두께모델은 어퍼멤버의 두께가 증가하였지만, 다른 부품들의 감소로 인하여 모델 서브프레임에 비하여 약 3.92kg (16.2%)의 경량효과가 있다. 한편 실제 설계제작 회사의 경험에 의해 제작된 보강판을 통한 응력 완화는 최적두께모델과 동일수준의 응력완화 효과가 있으나 보강판으로 인해 약 3.89kg 만큼의 무게 증가를 보이게 된다. 이로 인해 최적두께모델은 보강구조에 비해 실제적으로 7.81kg (약 27.9%)의 상당한 경량효과를 보이게 된다. 이와 같은 판형 부품들의 설계 개선 기법들은 크로스멤버, 서브프레임뿐만 아니라 센터멤버, 로워 컨트롤 암 등 자동차의 다른 복합판형제품 설계/개선시에서도 매우 효과적으로 활용될 것이다.

참고문헌

- (1) 민동균, 김중재, 1996, "자동차 충돌해석용 프로그램 개발," 제4회 G7 차세대 자동차 기술 Workshop 초록집, pp. 417~421.
- (2) 이형일, 김낙수, 서현, 이준두, 1997, "중형 승용차 크로스멤버의 응력완화를 위한 보강판 최적화 기법," 대한기계학회 춘계학술대회 논문집 A, pp. 691~696.
- (3) I-DEAS Master Series 3, 1996, *Student Guide* (P-30002), Structural Dynamics Research Corporation, Milford, OH.
- (4) ABAQUS *User's Manual*, 1995, Version 5.5, Hibbit, Karlsson and Sorensen, Inc., Pawtucket, RI.
- (5) Arora, J. S. and Tseng, C. H., 1986, *IDESIGN User's Manual*, Version 3.5, The University of Iowa, Iowa City, Iowa.
- (6) Suh, N. P., 1990, *The Principles of Design*, Chapters 2-3, Oxford University Press, New York.
- (7) Suh, N. P., 1995, "Axiomatic Design of Mechanical Systems," *Journal of Biomechanical Engineering, Transactions of ASME*, Vol. 117(B), pp. 2~10.
- (8) Kwak, B. M., 1994, "A Review on Shape Optimal Design and Sensitivity Analysis," *Structural Engineering/Earthquake Engineering*, Vol. 10, No. 4, pp. 159s~174s.
- (9) 김중재, 김현영, 1994, "형상 파라미터화 방법을 이용한 엔진마운트용 고무의 형상최적화," 한국자동차공학회논문집, 제2권, 제2호, SAE No. 943715, pp. 33~41.
- (10) 광대영, 천재승, 임용택, 1995, "강성해석을 통한 SMC 후드보강재의 최적설계," 대한기계학회 추계학술대회논문집 (I), pp. 985~990.